

(19)日本国特許庁(J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-137400

(43)公開日 平成6年(1994)5月17日

(51)Int.Cl.⁵

F 1 6 H 33/02

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

A 9242-3 J

審査請求 未請求 請求項の数1(全 14 頁)

(21)出願番号 特願平4-311251

(22)出願日 平成4年(1992)10月26日

(71)出願人 000004260

日本電装株式会社

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72)発明者 高相 和夫

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

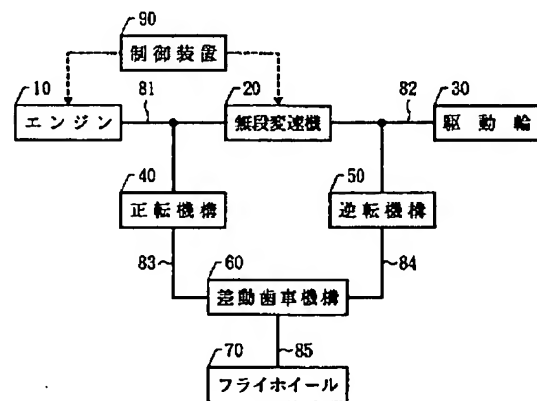
(74)代理人 弁理士 藤谷 修

(54)【発明の名称】 制動エネルギー回生装置

(57)【要約】

【目的】 負荷の回転数の減・増に対応してフライホイールの回転数の増・減するような簡易な変速機構から成る制動エネルギー回生装置を提供すること。

【構成】 エンジン10の回転軸81と駆動輪30の回転軸82との間に無段変速機20が配設されている。一方の回転軸81は正転機構40を介し、他方の回転軸82は逆転機構50を介して差動歯車機構60の独立な入出力軸である回転軸83、84に接続されている。そして、差動歯車機構60の残りの回転軸85にはフライホイール70が接続されている。制御装置90によりエンジン10の発生トルク及び無段変速機20の変速比が調節され、負荷の減速時にフライホイールの回転数が増加又は負荷の加速時にフライホイールの回転数が減少される。これにより、減速時に負荷の制動エネルギーをフライホイールに回生し加速時に再利用することが可能となる。



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 一次側と二次側との変速比を連続的に変化可能な無段変速機と、
 独立した3つの回転軸を有し、該回転軸間が相互に関連して回転される差動歯車機構を含む遊星歯車機構と、
 前記無段変速機の一次側及び二次側のそれぞれの回転軸と前記遊星歯車機構の独立した3つの回転軸のうちの2つの回転軸とをそれぞれ接続し、前記回転軸間の回転方向を同方向に伝達する正転機構又は前記回転軸間の回転方向を逆方向に伝達する逆転機構から成る軸接続機構と、
 前記無段変速機の前記一次側及び二次側の2つの回転軸と前記遊星歯車機構の独立した3つの回転軸のうちの残りの1つの回転軸とから成る3つの回転軸にそれぞれ接続される原動機、負荷（車輪）及びフライホイールと、
 前記原動機の発生トルク及び前記無段変速機の変速比を制御する制御手段とを備え、
 前記制御手段により前記負荷の減速時には前記フライホイールの回転数を増加させ前記負荷の運動エネルギーを前記フライホイールに蓄積し、又、前記負荷の加速時には前記フライホイールの回転数を減少させ前記フライホイールの運動エネルギーを前記負荷に供給することを特徴とする制動エネルギー回収装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、減速時に消費される負荷（車輪）の制動エネルギー（運動エネルギー）の回収装置に関する。

【0002】

【従来技術】 従来、自動車等の走行車両の減速制動には、殆ど摩擦によるブレーキ装置が用いられ、その減速及び停止は、制動エネルギーを熱エネルギーに変換することにより行われている。ここで、都市部などの混雑した市街地を走行する場合には、加速や減速を頻繁に繰り返すという現象がある。このような状況下では、減速及び停止の度に制動エネルギーを熱エネルギーとして消費するため、著しく燃費が悪化するという問題があった。

【0003】 上記問題点を解決する手段として、特開昭56-85577号公報「減速エネルギー回収装置」にて開示されたものが知られている。このものでは、減速の際の制動エネルギーを、断続するクラッチを介してフライホイールの運動エネルギーに回収することにより、加減速時の燃費を向上させようとしている。更に、別の手段として、特開昭61-192961号公報「車両の減速エネルギー回収装置」にて開示されたものが知られている。このものでは、原動機の駆動軸とフライホイールとの間に無段変速機を設けることにより、制動エネルギーを回収する構成が示されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、前者の

2

方法では、クラッチを介して必要に応じて負荷（車輪）側の運動エネルギーをフライホイール側に蓄積するようにしている。上記クラッチの断続により負荷とフライホイールとの間に回転数の違いが生じる。このため、上記クラッチの接続時には、負荷とフライホイールとの間の回転数をほぼ一致させる必要がある。これが、エネルギーの回収を行うための制約となり、回収効率の向上が望めなかった。又、後者の方法では、上述のようなクラッチを用いず、原動機の駆動軸とフライホイールとの間に無段変速機を用いることにより回収効率を向上している。ところが、この方法では、原動機と負荷（車輪）とを接続する変速機とは別の上記無段変速機が必要となり搭載のためのスペースが増えると共にコスト高となるため実用化が困難であった。

【0005】 本発明は、上記の課題を解決するために成されたものであり、その目的とするところは、原動機の回転数がある範囲内の一定速度であるという点に注目し、負荷の回転数が減少する際に、フライホイールの回転数が増加するような簡易な変速機構を実現した制動エネルギー回収装置を提供することである。

【0006】

【課題を解決するための手段】 上記課題を解決するための発明の構成は、一次側と二次側との変速比を連続的に変化可能な無段変速機と、独立した3つの回転軸を有し、該回転軸間が相互に関連して回転される差動歯車機構を含む遊星歯車機構と、前記無段変速機の一次側及び二次側のそれぞれの回転軸と前記遊星歯車機構の独立した3つの回転軸のうちの2つの回転軸とをそれぞれ接続し、前記回転軸間の回転方向を同方向に伝達する正転機構又は前記回転軸間の回転方向を逆方向に伝達する逆転機構から成る軸接続機構と、前記無段変速機の前記一次側及び二次側の2つの回転軸と前記遊星歯車機構の独立した3つの回転軸のうちの残りの1つの回転軸とから成る3つの回転軸にそれぞれ接続される原動機、負荷（車輪）及びフライホイールと、前記原動機の発生トルク及び前記無段変速機の変速比を制御する制御手段とを備え、前記制御手段により前記負荷の減速時には前記フライホイールの回転数を増加させ前記負荷の運動エネルギーを前記フライホイールに蓄積し、又、前記負荷の加速時には前記フライホイールの回転数を減少させ前記フライホイールの運動エネルギーを前記負荷に供給することとを特徴とする。

【0007】

【作用】 上記の手段によれば、無段変速機の一次側及び二次側の回転軸と遊星歯車機構の独立した3つの回転軸のうちの2つの回転軸とが正転機構又は逆転機構を介してそれぞれ接続される。そして、無段変速機の一次側と二次側の回転軸及び遊星歯車機構の独立した3つの回転軸のうちの残りの1つの回転軸に原動機、負荷（車輪）及びフライホイールが接続される。上記遊星歯車機構、

正転機構又は逆転機構の変速比を予め適当に設定し、制御手段により原動機の発生トルク及び無段変速機の変速比が制御される。これにより、負荷の減速時にはフライホイールの回転数が増加され、負荷の加速時にはフライホイールの回転数が減少されて負荷とフライホイールとの間で運動エネルギーの蓄積又は供給が行われる。

【0008】

【実施例】以下、本発明を具体的な実施例に基づいて説明する。図1は本発明に係る制動エネルギー再生装置の基本構成を示したブロックダイアグラムである。燃料噴射量制御式のエンジン（原動機）10の回転軸81と駆動輪（負荷）30の回転軸82との間に連続的に変速比を变化することができる動力伝達機構として無段変速機20が配設されている。そして、各回転軸81、82が無段変速機20の一次側及び二次側である2つの入出力軸にそれぞれ接続されている。尚、この無段変速機20の入出力軸は同方向に回転するように構成されているものとする。又、上記駆動輪30とは、それ自身の慣性モーメントだけでなく、車両全体の重量も含めた等価的な慣性モーメントを有したものをいう。

【0009】一方の回転軸81は軸接続機構である正転機構40を介して差動歯車機構（自動車等の車軸で一般的に用いられている遊星歯車機構の一種）60の独立な3つの入出力軸のうちの1つの回転軸83に接続されている。又、他方の上記回転軸82は軸接続機構である逆転機構50を介して差動歯車機構60の独立な他の2つの入出力軸のうちの1つの回転軸84に接続されている。そして、差動歯車機構60の独立な残りの入出力軸である回転軸85にはフライホイール70が接続されている。更に、エンジン10の発生トルク及び無段変速機20の変速比を調節する制御装置90が配設されている。尚、上記無段変速機20における入出力軸が互いに逆方向に回転するような機構の場合には、上記軸接続機構として無段変速機20の入出力軸である回転軸81、82の両方共に同じ正転機構40又は逆転機構50を用いた構成とする。又、正転機構40及び逆転機構50が無段変速機20又は差動歯車機構60の内部に含まれているような構成であっても良い。

【0010】図2は図1の基本構成に基づく自動車の制動エネルギー再生装置をより具体的に示した構成図である。エンジン10の回転軸であるシャフト811、812と駆動輪30の回転軸であるシャフト821との間には無段変速機20が配設されている。但し、シャフト811、812の間には、エンジン10の始動時などに駆動輪30側を切り離すためのクラッチプレート813、814が取り付けられている。

【0011】シャフト812には平歯車41が軸支され、このシャフト812の回転は平歯車41、42を介して平歯車43を軸支するシャフト831に伝達されている。尚、平歯車41、42、43は正転機構40を構

成している。又、シャフト821にも平歯車51が軸支され、このシャフト821の回転は平歯車51を介して平歯車52を軸支するシャフト841に伝達されている。尚、平歯車51、52は逆転機構50を構成している。

【0012】シャフト831、841は同一軸線上に軸承され、各々の先端には互いに向かい合うように傘歯車61、62が軸支されている。差動歯車機構60を構成するハウジング63にはシャフト831、841の軸受部が形成され、傘歯車61、62を包み込んでいる。又、ハウジング63には、シャフト831、841の軸線と垂直にシャフト64が軸承されている。このシャフト64には傘歯車65、66が傘歯車61、62とそれぞれ噛み合うように軸支されている。これら傘歯車61、62、65、66はシャフト831、841の回転を合成し、シャフト64を介してハウジング63の回転に変換している。このハウジング63の外周には歯切部67が形成されており、ハウジング63の回転は歯切部67と噛み合う歯車68を軸支するシャフト851に伝達されている。このシャフト851にはフライホイール70が軸支されている。

【0013】シャフト811、812、821、831、841、851及び平歯車42の回転軸は、それぞれケース861に配設された軸受部により軸承されている。制御装置90は、運転者のスロットル及びブレーキ操作に応じて、エンジン10の燃料噴射量及び無段変速機20の変速比を制御する。

【0014】ここで、上記駆動輪30はそれ自身の慣性モーメントだけでなく、車両全体の重量も含めた等価的な慣性モーメントを有したものとする。更に、傘歯車61、62、65、66、ハウジング63、シャフト64、歯切部67、歯車68は全体で差動歯車機構60を構成している。又、シャフト811、812及びクラッチプレート813、814は回転軸81、シャフト821、831、841、851はそれぞれ回転軸82、83、84、85に対応している。そして、ケース861は各シャフトを回転自在に軸承するもので、本発明に係る制動エネルギー回動装置を搭載する車両そのものであると考えることができる。又、制御装置90はエンジン10の燃料噴射量制御装置も含めたものとする。

【0015】次に、図3を参照して、各回転軸の回転数の変化から制動エネルギー回生の作用について説明する。図3は、本発明の基本構成である図1において、無段変速機20、正転機構40、逆転機構50、差動歯車機構60の変速比をそれぞれ k 、 a 、 $-b$ 、 c とし、各回転軸の接続関係を示したブロックダイアグラムである。ここで、結線815、825、835、845、855で表される回転軸の回転数をそれぞれ ω_e 、 ω_n 、 ω_a 、 ω_b 、 ω_f [rad/sec]とする。すると、以下の関係式が成立する。

【数1】

$$\omega_w = k \omega_e \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$\omega_a = a \omega_e \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$\omega_b = -b \omega_w \quad \dots\dots\dots(3)$$

$$\omega_f = (\omega_a + \omega_b) / c \quad \dots\dots\dots(4)$$

上式(1)～(4)について説明すると、先ず、通常、エンジン10の回転数は、その性能や効率の点からある範囲内の一定速度をとる。従って、エンジン10の回転を無段変速機20に伝達する回転軸815の回転数 ω_e はある範囲の一定値となる。そして、式(1)に示したように、駆動輪30を駆動する回転軸825の回転数 ω_w は、無段変速機20の変速比 k の変化により零からある正の一定値まで変化する。

【0016】更に、本実施例では、先ず、エンジン10の回転軸815が正転機構40を介し差動歯車機構60の入出力軸の一端835と接続されている。このため、式(2)に示したように、差動歯車機構60の入出力軸835の回転数 ω_a は回転軸815の回転数 ω_e に比例したある範囲の一定値である。次に、駆動輪30の回転軸*

$$\omega_f = (a \omega_e - b \omega_w) / c$$

式(5)より、差動歯車機構60の入出力軸845の回転数は駆動輪30の回転軸825の回転数 ω_w を逆転機構50を介して導入しているため、エンジン10の回転軸815の回転数 ω_e を正転機構40を介して導入した入出力軸835の回転数を打ち消すように作用する。

【0018】このため、回転軸815の回転数 ω_e がある範囲内の一定値であれば、入出力軸835、845が合成されたフライホイール70の回転軸855の回転数 ω_f は回転軸825の回転数 ω_w が増加するにつれて減少することになる。従って、制御装置90によりエンジン10の発生トルクを調節し回転数 ω_e をある範囲内の一定値に保ちつつ、無段変速機20の変速比 k を変化させ駆動輪30の回転数 ω_w を増加させるにつれてフライホイール70の回転数 ω_f が減少する作用が生じる。又、この逆の作用として、同様な操作を行って駆動輪30の回転数 ω_w を減少させるにつれてフライホイール70の回転数 ω_f が増加することも明らかである。

【0019】以上、図3のブロックダイアグラムにおいて、駆動輪30とフライホイール70との回転数の増減について説明したが、この回転数の増減はそれぞれが持つ運動エネルギーの増減と考えることができる。従って、図1に示した本発明の基本構成に対して、制御手段を達成する制御装置90により原動機10の発生トルク T_e 及び無段変速機20の変速比 k を制御し、駆動輪30の減速時に、フライホイール70の回転数を増加

駆動輪30の加速時に、フライホイール70の回転数を減少

という操作を行うことにより、駆動輪の減速時に制動エネルギーをフライホイールに回生し、加速時に再利用す※50

*825が逆転機構50を介して差動歯車機構60の入出力軸の他端845と接続されている。このため、式(3)に示したように、差動歯車機構60の入出力軸845の回転数 ω_b は回転軸825の回転数 ω_w に比例して、無段変速機20の変速比 k の変化により零からある負の一定値まで変化する。

【0017】最後に、フライホイール70の回転軸855は差動歯車機構60を介してその入出力軸835、845と接続している。従って、式(4)に示したように、フライホイール70の回転軸855の回転数 ω_f は入出力軸835、845の回転数 ω_a 、 ω_b を合成したものとなる。さて、今ここで式(2)、(3)を式(4)に代入すると、次式が成立する。

【数2】

$$\dots\dots\dots(5)$$

※ることが可能となる。

【0020】本実施例の作動について、実際に制動エネルギー回生を行った場合の、各部の状態の変化の一例を、時間 t を横軸にとって示した図4及び図5を参照して説明する。先ず、図4(a)は、駆動輪30の回転数 ω_w の変化を表している。ここでは、制動エネルギー回生の理想的なパターンの一例として、一定速度 ω_{w0} から速度0まで減速し、そこから再び一定速度 ω_{w0} まで加速する場合を示している。次に、図4(b)は、車体の運動エネルギーも含めた駆動輪30の運動エネルギー $[(1/2)I_w \omega_w^2]$ の変化を表している。駆動輪30の運動エネルギーが回転数 ω_w の変化に応じて、2次関数的に変化しているのが分かる。

【0021】今ここで、駆動輪30の運動エネルギー $[(1/2)I_w \omega_w^2]$ とフライホイール70の運動エネルギー $[(1/2)I_f \omega_f^2]$ の和が一定となるように制御装置90により制御する。すると、駆動輪30の運動エネルギー $[(1/2)I_w \omega_w^2]$ の変化により、フライホイール70の運動エネルギー $[(1/2)I_f \omega_f^2]$ は図4(c)に示したように変化する。

【0022】そして、この運動エネルギー $[(1/2)I_f \omega_f^2]$ の変化により、フライホイール70の回転数 ω_f は図4(d)に示したように変化する。図4(a)、(d)のように回転数 ω_w 、 ω_f を変化させるには、上式(5)よりエンジン10の回転数 ω_e を図5(e)に示したように変化する必要がある。

【0023】更に、このエンジン10の回転数 ω_e に対して、駆動輪30の回転数 ω_w を図4(a)のように運転者が意図するように変化させるためには、上式(1)より無段変速機20の変速比 k を制御装置90により図5

(f) に示したように制御する必要がある。

【0024】最後に、必要なトルクを発生し、駆動輪30とフライホイール70の運動エネルギーの和を一定に保ちつつ、エンジン10の回転数 ω_e を図5(e)に示したように変化するには、制御装置90によりエンジン10の発生トルク T_e を例えば、図5(g)に示したように制御することが必要となる。尚、ここで必要なトルクとは、無段変速機や各歯車機構の伝達効率による本システム全体の制動エネルギー回生効率の損失分の補給や、制動エネルギー回生に寄与しない車両の空気抵抗、路面の勾配による位置エネルギーの変化を補償するために必要となるトルクのことである。

【0025】以上説明したように、前述の(A)、(B)に示した操作を行うことにより図4及び図5に示したように減速時に駆動輪30の制動エネルギーをフライホイール70に回収し加速時に再利用することが可能となる。尚、図2からも明らかなように、本実施例の制動エネルギー回生装置は、基本的に汎用部品のみで構成できるため非常に安価なものとなる。

【0026】ここで、本実施例装置を搭載する車両の重量が1000[kg]であり、50[km/h]まで加速するのに必要な運動エネルギーを回転数3000[rpm]程度でフライホイールに蓄積する場合を考える。

【数3】 $(1/2)mv^2 = (1/2)I_f\omega_f^2$

但し、 m :車両の重量、 v :車速、 I_f :フライホイールの慣性モーメント、 ω_f :フライホイールの回転数である。上式より、必要なフライホイールの慣性モーメント I_f は約2[kg・m²]となる。即ち、 $I_f = 2$ [kg・m²] = 50[kg] × (0.2[m])²となり、フライホイール70がエンジンルーム内の空きスペースに充分収まる範囲内の大きさで構成でき、本制動エネルギー回生装置は極めて実*

$$T_i = T_e + T_{ea} \quad \dots\dots\dots(6)$$

$$T_o = T_i / k \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$T_w + T_{wb} = T_o \quad \dots\dots\dots(8)$$

$$T_{fb} = -T_{wb} / b \quad \dots\dots\dots(9)$$

$$T_{fa} = -T_{fb} \quad \dots\dots\dots(10)$$

$$T_{ea} = a T_{fa} \quad \dots\dots\dots(11)$$

$$T_f = c (T_{fa} - T_{fb}) \quad \dots\dots\dots(12)$$

【0030】次に、具体例として、無段変速機20の変速比 $k=0.5$ 、正転機構40の変速比 $a=1$ 、逆転機構50の変速比 $-b=-1$ 、差動歯車機構60の変速比 $c=0.1$ の場合について考察する。今ここで、式(6)において、エンジン10の発生トルクを伝達する回転軸816のトルク T_e と、フライホイール70からのトルクを伝達する回転軸818のトルク T_{ea} により、無段変速機20の入力となる回転軸817のトルク T_i の値が1[Nm]であるとする。すると、式(7)より、変速比 $k=0.5$ であるから無段変速機20の出力である回転軸826のトルク T_o の値は2[Nm]となる。更に、駆動軸30の加速の度合いから、駆動軸30を駆動する回転軸827に※50

* 用的なシステムである。

【0027】次に、本実施例装置のエネルギー回生作用をより明確にするため、図6を参照して各回転軸の伝達トルクについて具体例を挙げて説明する。図6は、本発明の基本構成である図1において、無段変速機20、正転機構40、逆転機構50、差動歯車機構60の変速比をそれぞれ k 、 a 、 $-b$ 、 c とし、各回転軸の伝達トルクの関係を示したブロックダイアグラムである。

【0028】ここで、図1との対応について説明すると、結線816、817、818がエンジン10の回転軸81、結線826、827、828が駆動輪30の回転軸82、結線836、846、856がそれぞれ差動歯車機構60の回転軸83、84、フライホイール70の回転軸85に対応している。但し、結線816、817、818及び結線826、827、828に関しては、伝達トルクが分岐するため、回転軸81、82を分けて考えることとする。更に、制御装置90は図3と同様に、エンジン10の発生トルク T_e 及び無段変速機20の変速比 k を調節する。尚、図6では、各結線の矢印の方向がそれぞれの回転軸の正のトルクの伝達方向を表すものとする。

【0029】ここで、図6に示したように、結線816、817、818で表される回転軸の伝達トルクを T_e 、 T_i 、 T_{ea} [Nm]、結線826、827、828で表される回転軸の伝達トルクを T_o 、 T_w 、 T_{wb} [Nm]、結線836、846、856で表される回転軸の伝達トルクをそれぞれ T_{fa} 、 T_{fb} 、 T_f [Nm]とする。すると、各結線の正のトルクの伝達方向と無段変速機20、正転機構40、逆転機構50、差動歯車機構60の変速比 k 、 a 、 $-b$ 、 c により、以下の関係式が成立する。

【数4】

$$\dots\dots\dots(6)$$

$$\dots\dots\dots(7)$$

$$\dots\dots\dots(8)$$

$$\dots\dots\dots(9)$$

$$\dots\dots\dots(10)$$

$$\dots\dots\dots(11)$$

$$\dots\dots\dots(12)$$

※必要なトルク T_w が1[Nm]であったとする。すると、式(8)より、フライホイール70に導かれる回転軸828のトルク T_{wb} の値は1[Nm]となる。

【0031】これにより、式(9)より、逆転機構50の変速比 $-b=-1$ であるから、差動歯車機構60の入出力軸の一端846のトルク T_{fb} の値は-1[Nm]となる。更に、このトルク T_{fb} は差動歯車機構60の入出力軸の他端836に伝達され、式(10)より他端836のトルク T_{fa} の値は1[Nm]となる。最後に、式(11)より、正転機構40の変速比 $a=1$ であるから、回転軸818のトルク T_{ea} の値は1[Nm]となる。

【0032】従って、再び式(6)に戻って考えてみる

と、回転軸817, 818のトルク T_i , T_{oa} が共に1[Nm]であるから、回転軸816のトルク T_e の値は0[Nm]となる。即ち、エンジン10の発生トルク T_e が零であるにも関わらず、駆動輪30に駆動トルク T_w が生じ、駆動輪30の回転数を増加することが可能となる。更に、この駆動輪30の駆動トルク T_w は、フライホイール70から供給されていることになる。そして、その結果として式(12)より、差動歯車機構60の変速比 $c=0.1$ であるから、回転軸856のトルク T_f の値は -0.2 [Nm]となり、フライホイール70の回転数を減少すること

【0033】又、この逆の作用として、上記説明の伝達トルクの向きを全て逆に考えてみる。すると、エンジン10の吸収トルク（例えば、エンジンブレーキなど） $-T_e$ が零であっても、駆動輪30に制動トルク $-T_w$ が生じ、駆動輪30の回転数が減少される。そして、この駆動輪30の制動トルク $-T_w$ は、フライホイール70の加速トルク T_f として吸収され、その回転数を増加することになる。

【0034】以上、図6のブロックダイアグラムにおいて、駆動輪30とフライホイール70との間のトルクの伝達について具体例を挙げて説明した。そして、これにより図1に示した基本構成にて、前述の(A), (B)の操作を行うことにより、減速時に駆動輪の制動エネルギーをフライホイールに回生し加速時に再利用することが可能であることが明らかとなった。尚、図3及び図6の説明から、駆動輪30とフライホイール70との運動エネルギーの増減の度合いは、制御装置90によりエンジン10の発生トルクと無段変速機20の変速比を調節し、各回転軸の回転数を制御することによって決定できることが分かる。そして、基本的には駆動輪30とフライホイール70の回転数に対して、前述の(A), (B)の操作を行*

$$\omega_e = (\omega_a + \omega_b) / c \quad \dots\dots\dots(13)$$

$$\omega_f = a \omega_a \quad \dots\dots\dots(14)$$

$$\omega_w = b \omega_b \quad \dots\dots\dots(15)$$

$$\omega_w = k \omega_f \quad \dots\dots\dots(16)$$

上式(13)~(16)について説明すると、先ず、通常、エンジン10の回転数は、その性能や効率の点からある範囲内の一定速度をとる。エンジン10の回転は差動歯車機構60により式(13)に示したように、入出力軸835, 845の回転数 ω_a , ω_b を合成したものとなる。差動歯車機構60の入出力軸の一端835が正転機構40を介してフライホイール70の回転軸855と接続している。このため、式(14)に示したように、フライホイール70を駆動する回転軸855の回転数 ω_f は回転軸835の回転数 ω_a に比例したある範囲の一定値である。又、差動歯車機構60の入出力軸の一端845が正転機*

$$\omega_f = a \{ c \omega_e - (\omega_w / b) \} \quad \dots\dots\dots(17)$$

式(17)より、回転軸815の回転数 ω_e がある範囲内の一定値であれば、フライホイール70の回転軸855の★50

*うことにより制動エネルギーの回生が実現できる。又、図7に示したように、正転機構40と逆転機構50との位置が入れ替わったとしても、フライホイール70の回転軸85の回転方向が逆方向となるだけで、上記制動エネルギーの回生作用及び上記トルクの伝達作用は基本的に同じである。

【0035】又、図8に示したように、図1の基本構成における駆動輪30とフライホイール70とを入れ換えた場合にも、無段変速機20の構成は前述と同様で出力側の回転方向が同じならば両者の回転数の増減の関係は変わらず、前述の(A), (B)の操作が可能となり、その作用は同様となるためその説明を省略する。更に、図9に示したように、図8において正転機構40と逆転機構50とを置き換えた変形例の場合も、その作用は同様となるためその説明を省略する。

【0036】次に、図10に示したように、図1の基本構成におけるエンジン10とフライホイール70との接続位置を変更し、無段変速機20と差動歯車機構60とを2つの正転機構40, 40'（又は、2つの逆転機構）にて接続した変形例を示したブロックダイアグラムである。尚、無段変速機20の構成は前述と同様で出力側の回転方向が同じであるとする。

【0037】図11を参照して、図10における各回転軸の回転数の変化から制動エネルギー回生の作用について説明する。無段変速機20、正転機構40、正転機構40'、差動歯車機構60の変速比をそれぞれ k , a , b , c とし、各回転軸の接続関係を示したブロックダイアグラムである。ここで、結線815, 825, 835, 845, 855で表される回転軸の回転数をそれぞれ ω_e , ω_w , ω_a , ω_b , ω_f [rad/sec]とする。すると、以下の関係式が成立する。

【数5】

$$\dots\dots\dots(13)$$

$$\dots\dots\dots(14)$$

$$\dots\dots\dots(15)$$

$$\dots\dots\dots(16)$$

※構40'を介して駆動輪30の回転軸825と接続している。このため、式(15)に示したように、駆動輪30を駆動する回転数 ω_w は回転軸845の回転数 ω_b に比例したある範囲の一定値である。そして、式(16)に示したように、駆動輪30を駆動する回転軸825の回転数 ω_w は、フライホイール70の回転数 ω_f に比例し、無段変速機20の変速比 k の変化により零からある正の一定値まで変化する。

【0038】さて、今ここで式(13), (15)を式(14)に代入すると、次式が成立する。

【数6】

$$\dots\dots\dots(17)$$

★回転数 ω_f は駆動輪30の回転軸825の回転数 ω_w が増加するにつれて減少することになる。従って、制御装

置90によりエンジン10の発生トルクを調節し回転数 ω_e をある範囲内の一定値に保ちつつ、無段変速機20の変速比 k を変化させ駆動輪30の回転数 ω_w を増加させるにつれてフライホイール70の回転数 ω_f が減少する作用が生じる。又、この逆の作用として、同様な操作を行って駆動輪30の回転数 ω_w を減少させるにつれてフライホイール70の回転数 ω_f が増加することも明らかである。

【0039】以上説明したように、図1、図7、図8、図9及び図10に示した基本構成にて前述の(A)、(B)の操作を行うことにより、本発明は、減速時に負荷の制動エネルギーをフライホイールに回生し加速時に再利用することが可能となる。

【0040】

【発明の効果】本発明は、以上説明したように構成され、負荷の減速時にフライホイールの回転数を増加又は負荷の加速時にフライホイールの回転数を減少させるという操作を行うことにより、減速時に負荷の制動エネルギーをフライホイールに回生し加速時に再利用することが可能となる。更に、本発明の制動エネルギー回生装置は基本的に原動機と負荷とフライホイールとの間のトルク伝達が無段変速機と遊星歯車機構と軸接続機構のみにて構成されるため、クラッチ等の摩擦損失がなく非常に効率の高いエネルギー回生が実現できる。又、本発明の制動エネルギー回生装置は、負荷とフライホイールとの間のエネルギー回生制御を行う際、多大なエネルギーを必要とするアクチュエータ等の特殊な制御機構を必要としない。従って、制御装置により原動機の発生トルクと無段変速機の変速比を調節するのみでエネルギー回生制御が実現でき極めて実用的なシステムが構築可能である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の具体的な一実施例に係る制動エネルギー回生装置の基本構成を示したブロックダイヤグラムで

ある。

【図2】同実施例装置を具体的に示した構成図である。

【図3】同実施例装置における回転数変化を説明するブロックダイヤグラムである。

【図4】同実施例装置における作動例を示した説明図である。

【図5】同実施例装置における作動例を示した図4に続く説明図である。

【図6】同実施例装置におけるトルク変化を説明するブロックダイヤグラムである。

【図7】図1の制動エネルギー回生装置の基本構成における正転機構と逆転機構とを置き換えた変形例を示したブロックダイヤグラムである。

【図8】図1の制動エネルギー回生装置の基本構成における駆動輪とフライホイールとの接続位置を変更した変形例を示したブロックダイヤグラムである。

【図9】図8における正転機構と逆転機構とを置き換えた変形例を示したブロックダイヤグラムである。

【図10】図1の制動エネルギー回生装置の基本構成におけるエンジンとフライホイールとの接続位置を変更し、無段変速機と差動歯車機構とを2つの正転機構にて接続した変形例を示したブロックダイヤグラムである。

【図11】図10における回転数変化を説明するブロックダイヤグラムである。

【符号の説明】

10…エンジン（原動機）

20…無段変速機

30…駆動輪（負荷）

40…正転機構（軸接続機構）

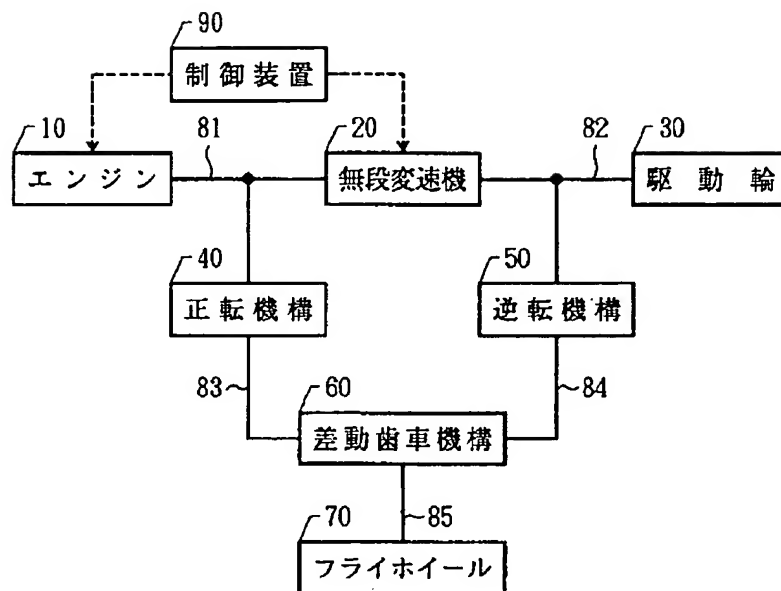
50…逆転機構（軸接続機構）

60…差動歯車機構（遊星歯車機構）

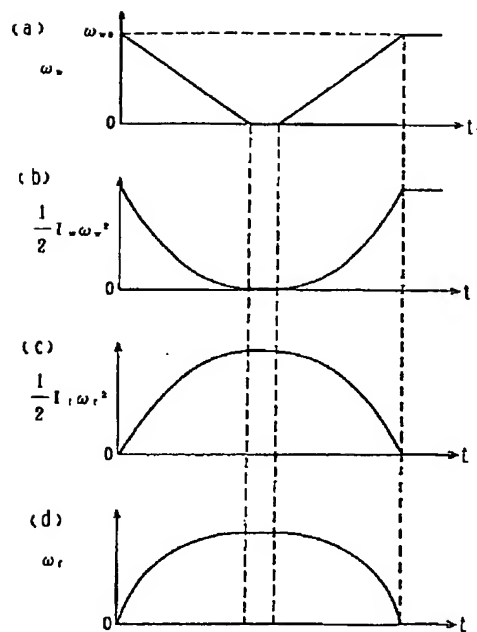
70…フライホイール

90…制御装置

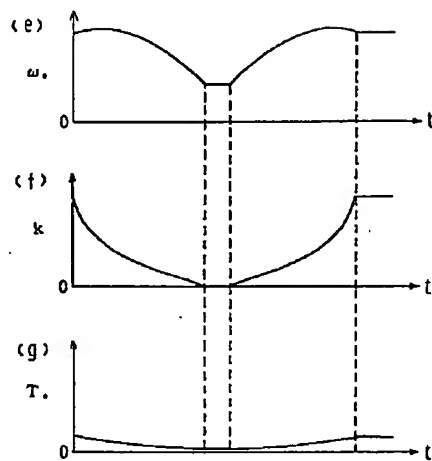
【図1】



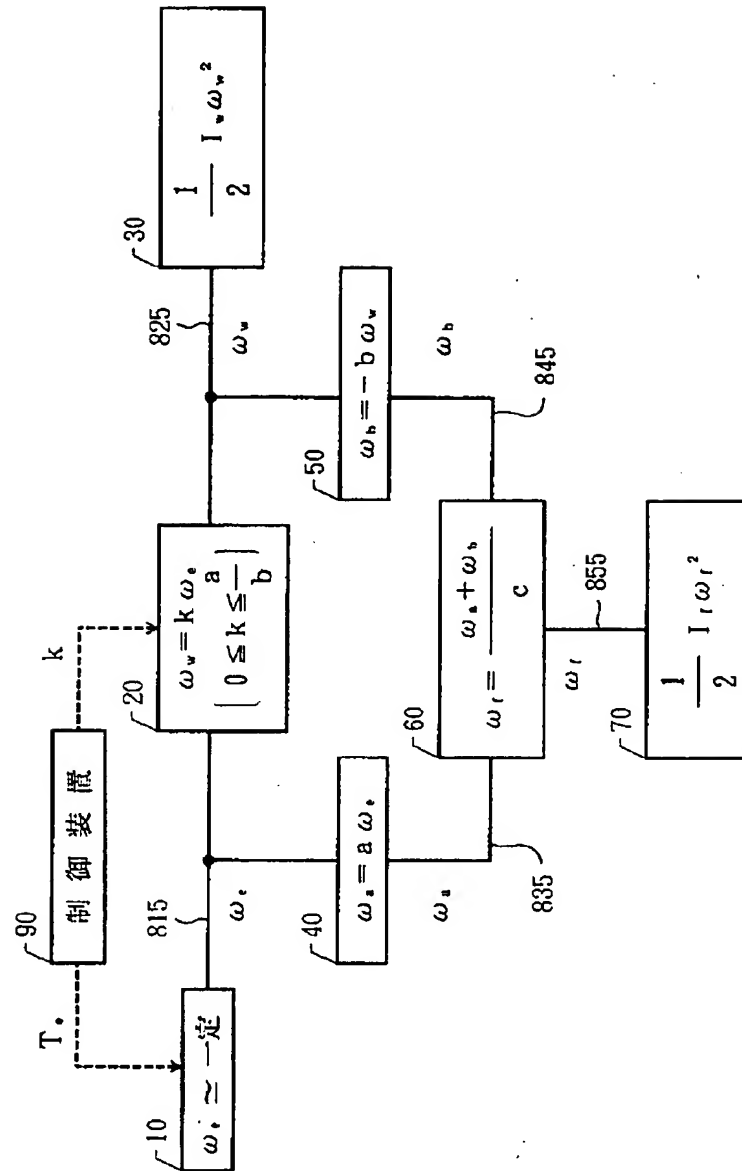
【図4】



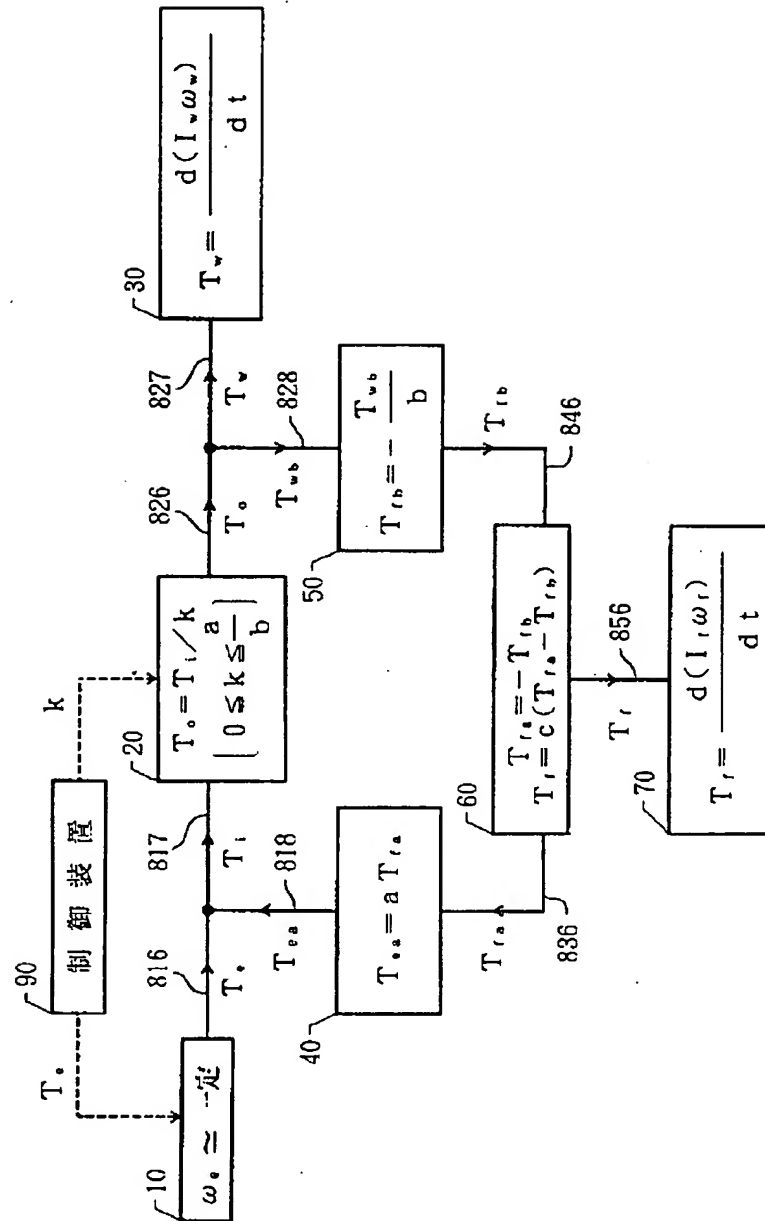
【図5】



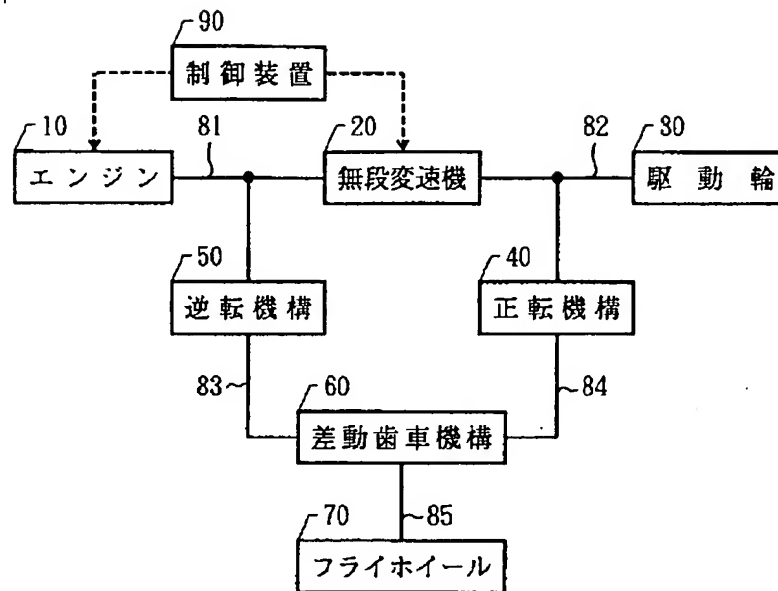
【図3】



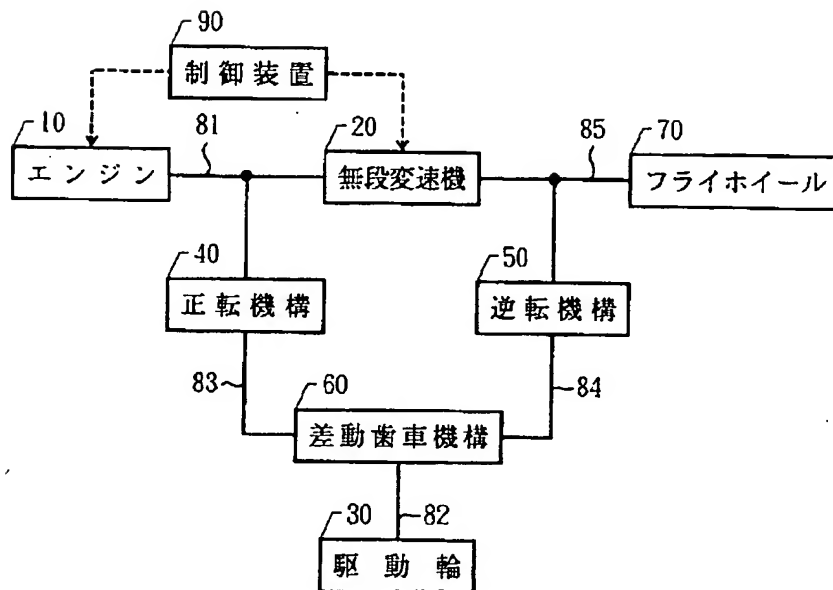
【図6】



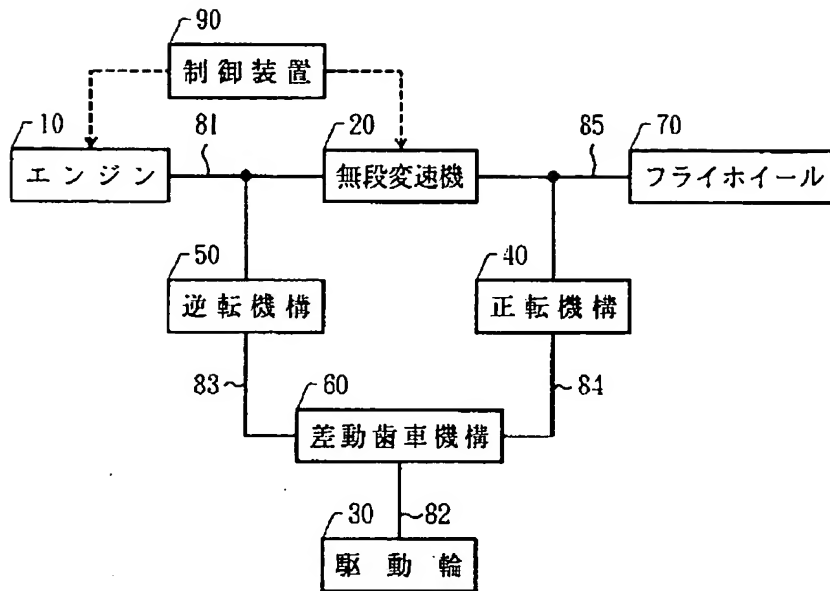
【図7】



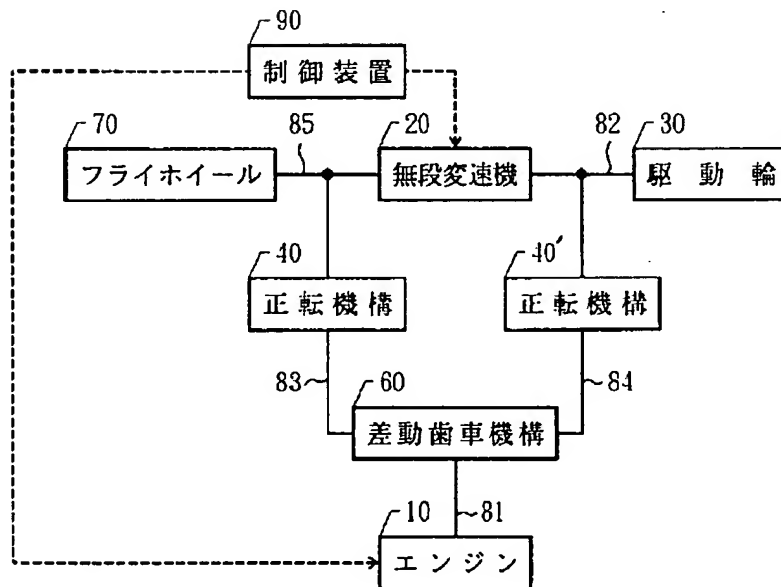
【図8】



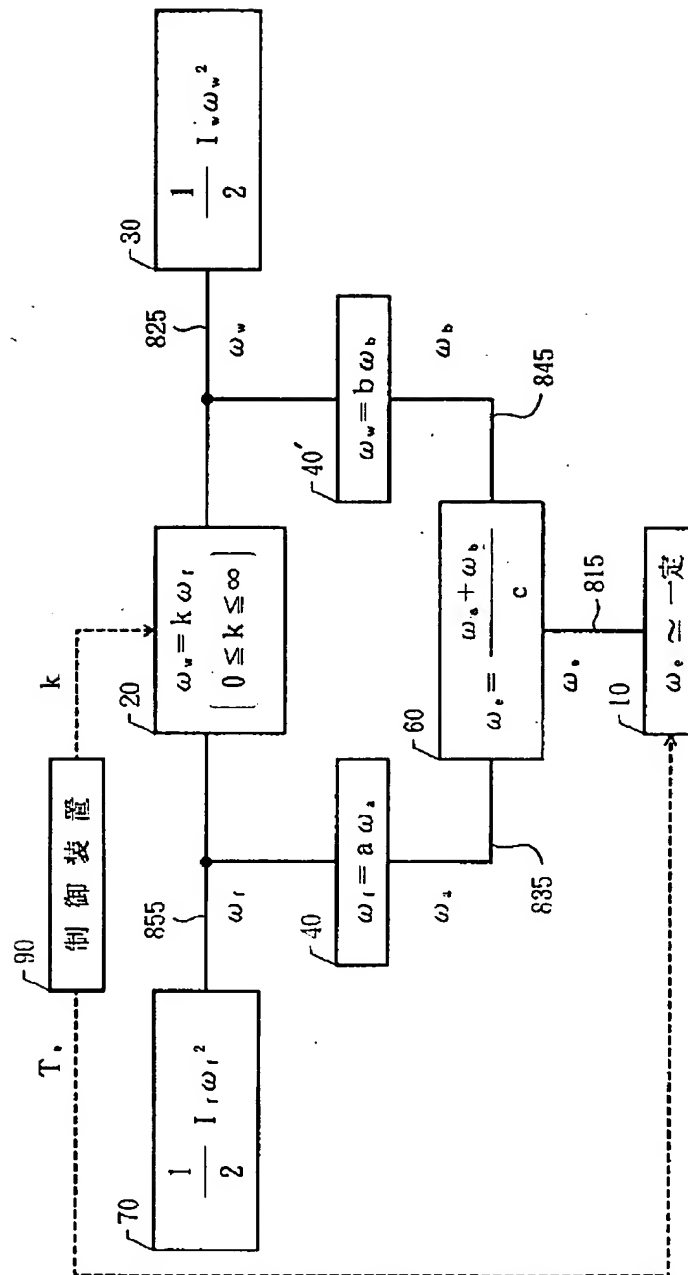
【図9】



【図10】



【図11】



PAT-NO: JP406137400A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 06137400 A
TITLE: BRAKING ENERGY REGENERATION DEVICE
PUBN-DATE: May 17, 1994

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

TAKAAI, KAZUO

INT-CL (IPC): F16H033/02

US-CL-CURRENT: 180/165, 477/27

ABSTRACT:

PURPOSE: To provide a braking energy regeneration device consisting of a simple speed changing mechanism in which the rotating speed of a flywheel is increased or decreased corresponding to decrease or increase of the rotating speed of a load.

CONSTITUTION: A continuously variable transmission 20 is arranged between the rotary shaft 81 of an engine 10 and the rotary shaft 82 of a driving wheel 30. The one rotary shaft 81 is through a normal rotation mechanism 40 and the other rotary shaft 82 is through a reverse rotation mechanism 50 respectively connected to rotary shafts 83, 84 as the independent input and output shafts of a differential gear mechanism 60. The remaining rotary shaft 85 of the differential gear mechanism 60 is connected to a flywheel 70. The generated

torque of the engine 10 and the transmission gear ratio of the continuously variable transmission 20 are adjusted with a control device 90, at decelerating the load rotating speed of the flywheel is increased, and at accelerating the load rotating speed of the flywheel is decreased. Thus, at deceleration the braking energy of the load is regenerated in the flywheel and can be utilized again in acceleration.

COPYRIGHT: (C)1994,JPO&Japio

----- KWIC -----

Abstract Text - FPAR (2):

CONSTITUTION: A continuously variable transmission 20 is arranged between the rotary shaft 81 of an engine 10 and the rotary shaft 82 of a driving wheel 30. The one rotary shaft 81 is through a normal rotation mechanism 40 and the other rotary shaft 82 is through a reverse rotation mechanism 50 respectively connected to rotary shafts 83, 84 as the independent input and output shafts of a differential gear mechanism 60. The remaining rotary shaft 85 of the differential gear mechanism 60 is connected to a flywheel 70. The generated torque of the engine 10 and the transmission gear ratio of the continuously variable transmission 20 are adjusted with a control device 90, at decelerating the load rotating speed of the flywheel is increased, and at accelerating the load rotating speed of the flywheel is decreased. Thus, at deceleration the braking energy of the load is regenerated in the flywheel and can be utilized again in acceleration.